

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**



50395-260
OGATA, et al.
March 10, 2004

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

McDermott, Will & Emery

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 3 年 5 月 7 日
Date of Application:

出 願 番 号 特 願 2 0 0 3 - 1 2 9 3 3 9
Application Number:
[ST. 10/C] : [J P 2 0 0 3 - 1 2 9 3 3 9]

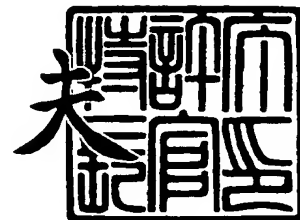
出 願 人 住友電工焼結合金株式会社
Applicant(s):



2 0 0 4 年 2 月 1 8 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



出証番号 出証特 2 0 0 3 - 3 1 0 3 5 6 8



【書類名】 特許願

【整理番号】 103I0156

【提出日】 平成15年 5月 7日

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 F04C 2/10

【発明の名称】 内接歯車式ポンプ

【請求項の数】 1

【発明者】

【住所又は居所】 伊丹市昆陽北一丁目 1 番 1 号 住友電気工業株式会社伊丹製作所内

【氏名】 緒方 大介

【発明者】

【住所又は居所】 伊丹市昆陽北一丁目 1 番 1 号 住友電気工業株式会社伊丹製作所内

【氏名】 乾 直樹

【発明者】

【住所又は居所】 伊丹市昆陽北一丁目 1 番 1 号 住友電気工業株式会社伊丹製作所内

【氏名】 有永 真也

【特許出願人】

【識別番号】 000002130

【氏名又は名称】 住友電気工業株式会社

【代表者】 岡山 紀男

【代理人】**【識別番号】** 100074206**【住所又は居所】** 大阪府大阪市中心区日本橋 1 丁目 1 8 番 1 2 号 鎌田特
許事務所**【弁理士】****【氏名又は名称】** 鎌田 文二**【電話番号】** 06-6631-0021**【選任した代理人】****【識別番号】** 100084858**【弁理士】****【氏名又は名称】** 東尾 正博**【選任した代理人】****【識別番号】** 100087538**【弁理士】****【氏名又は名称】** 鳥居 和久**【先の出願に基づく優先権主張】****【出願番号】** 特願2003- 83028**【出願日】** 平成15年 3月25日**【手数料の表示】****【予納台帳番号】** 009025**【納付金額】** 21,000円**【提出物件の目録】****【物件名】** 明細書 1**【物件名】** 図面 1**【物件名】** 要約書 1**【包括委任状番号】** 9715601**【プルーフの要否】** 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内接歯車式ポンプ

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 歯先がエピサイクロイド形状、歯溝がハイポサイクロイド形状のインナーロータを備える内接歯車式ポンプにおいて、インナーロータの中心をアウターロータの中心周りに、直径 $(2e + t)$ の円を描いて公転させ、インナーロータ中心がその円を 1 周公転する間にインナーロータを $1/n$ 回自転させ、こうして作られるインナーロータ歯形曲線群の包絡線をアウターロータの歯形となした内接歯車式ポンプ。

ここに、 e ：インナーロータの中心とアウターロータの中心の偏心量

t ：アウターロータとそれに押し付けたインナーロータ間の最大隙間

n ：インナーロータの歯数

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

この発明は、歯先がエピサイクロイド形状、歯溝がハイポサイクロイド形状のインナーロータを採用した内接歯車式ポンプの騒音低減策に関する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】

騒音低減、機械効率及び寿命向上を図った内接歯車式ポンプとして、下記特許文献 1 に示されるものが知られている。

【0 0 0 3】

【特許文献 1】

特開平 1 1 - 8 1 1 9 3 5 号公報

【0 0 0 4】

この特許文献 1 に記載された内接歯車式ポンプは、図 1 1 に示すように、歯先をエピサイクロイド形状、歯溝をハイポサイクロイド形状となしたインナーロータ（歯形を点線で示す）と、歯先をハイポサイクロイド形状、歯溝をエピサイクロイド形状となしたアウターロータ（歯形を実線で示す）を組み合わせている。ア

ウターロータの歯溝のエピサイクロイド形状 $f h 1$ はピッチ円 P に外接してその円 P 上を $z O$ 点を起点にして滑らずに転がる第 1 生成円 $r e 1$ の一点の軌跡で形成され、インナーロータの歯先のエピサイクロイド形状 $f h 2$ はピッチ円 P に外接してその円 P 上を $z O'$ 点を起点にして滑らずに転がる第 2 生成円 $r e 2$ の一点の軌跡で形成されている。また、アウターロータの歯先のハイポサイクロイド形状 $f r 1$ はピッチ円 P に内接してその円 P 上を $z O$ 点を起点にして滑らずに転がる第 3 生成円 $r h 1$ の一点の軌跡で形成され、インナーロータの歯溝のハイポサイクロイド形状 $f r 2$ はピッチ円 P に内接してその円 P 上を $z O'$ 点を起点にして滑らずに転がる第 4 生成円 $r h 2$ の一点の軌跡で形成されている。さらに、各生成円 $r e 1$ 、 $r e 2$ 、 $r h 1$ 、 $r h 2$ の半径はそれぞれ異なり、アウターロータの歯先とこれに対向するインナーロータの歯溝との間の隙間 $C R$ は第 3、第 4 生成円 $r h 1$ 、 $r h 2$ の直径差に等しく、アウターロータの歯溝とこれに対向するインナーロータの歯先との間の隙間 $C R'$ は第 1、第 2 生成円 $r e 1$ 、 $r e 2$ の直径差に等しく、偏心量 e でアウターロータとインナーロータの噛み合いが最も深くなる位置での両ロータ間の隙間と、噛み合いが最も浅くなる位置でのロータ間の隙間が略等しくなっている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

内接歯車式ポンプはロータの円滑な回転のためにアウターロータとインナーロータ間に隙間を設ける必要がある。上記特許文献 1 のポンプは、その隙間を、第 1 生成円 $r e 1$ と第 2 生成円 $r e 2$ の直径、及び第 3 生成円 $r h 1$ と第 4 生成円 $r h 2$ の直径にそれぞれ差をつけて生じさせているが、この特許文献 1 の内接歯車式ポンプは、噛合部においてインナーロータをアウターロータに押しつけた状態でのインナーロータとアウターロータの各歯最小隙間（以下ロータ間隙間と云う）が、噛合部の隙間ゼロから急に大きくなり、それが作動時の騒音の原因になっていることを見いだした。

【0006】

そこで、この発明は、ロータ間隙間の急変を無くして、騒音をより小さくすることを課題としている。

【0007】

【課題を解決するための手段】

上記の課題を解決するため、この発明においては、歯先がエピサイクロイド形状、歯溝がハイポサイクロイド形状をなすインナーロータを備えた内接歯車式ポンプにおいて、インナーロータの中心をアウターロータの中心周りに、直径($2e + t$)の円を描いて公転させ、インナーロータ中心がその円を1周公転する間にインナーロータを $1/n$ 回自転させ、こうして作られるインナーロータ歯形曲線群の包絡線をアウターロータの歯形となした。

【0008】

ここに、 e ：インナーロータの中心とアウターロータの中心の偏心量

t ：アウターロータとそれに押し付けたインナーロータ間の最大隙間

n ：インナーロータの歯数

【0009】

【作用】


上述したように、インナーロータを直径($2e + t$)の円に沿って公転させながら1公転当たり $1/n$ 回自転させて作られるインナーロータ歯形曲線群の包絡線をアウターロータの歯形となすと、ロータ間隙間がゼロからアウターロータ歯先とインナーロータ歯先の先端間の最大隙間になるまでの間に序々に大きくなり、噛み合っている歯の次に噛み合う歯のロータ間隙間が小さいので移動量が小さく、ロータの回転が滑らかになり、回転中の振動が抑制されて騒音が小さくなる。

【0010】

【発明の実施の形態】

以下、この発明の実施形態を図1乃至図3に基づいて説明する。図1に示すように、この内接歯車式ポンプ10は、歯数が n のインナーロータ1と、歯数が($n + 1$)のアウターロータ2と、両ロータを収納するポンプケース（ハウジング）3とで構成されている。ポンプケース3には吸入口4と吐出口5が設けられている。

【0011】



このポンプ 10 は、インナーロータ 1 が回転駆動され、アウターロータ 2 は従動回転する。インナーロータ 1 の回転中心は O_i 、アウターロータ 2 の回転中心は O_o であり、 O_o は O_i に対して e 偏心している。

【0012】

インナーロータ 1 の歯形は、図 11 で述べた形状、すなわち、歯先がピッチ円 P に外接してそのピッチ円上を転がる生成円 r_{e2} の一点の軌跡で形成されてエプサイクロイド形状をなし、歯溝はピッチ円 P に内接してそのピッチ円上を転がる生成円 r_{h2} の一点の軌跡で形成されてハイポサイクロイド形状をなしている。

【0013】

一方、アウターロータ 2 の歯形は、図 2、図 3 のようにして定められたものになっている。図 2 に示すように、インナーロータ 1 の中心 O_i をアウターロータ 2 の中心 O_o 周りに直径 $(2e + t)$ の円 S を描いて公転させる。 t はアウターロータ 2 とそのアウターロータ 2 に押し付けたインナーロータ 1 との間にできる最大隙間とする。

【0014】

また、インナーロータ 1 の中心 O_i が上記の円 S を 1 周する間にインナーロータ 1 を $1/n$ 回 ($n/360^\circ$) 自転させる。図 2 の一点鎖線は、インナーロータ 1 の中心 O_i がアウターロータ中心 O_o 周りに角度 θ 公転して O_i' 点に移り、この間にインナーロータ 1 が θ/n° 自転した位置でのインナーロータの歯形曲線を示している。この歯形曲線は、図 3 に示すように自転を伴う公転の各位置に表われ、この歯形曲線群の包絡線 6 をアウターロータ 2 の歯形となしている。

【0015】

図 4 に、図 11 の方法で形成された従来のアウターロータの歯形と、図 2、図 3 で説明したインナーロータの歯形曲線群の包絡線による本発明の歯形の相違を拡大して示す。図の点線は従来の歯形、実線はこの発明のポンプの歯形であり、歯先と歯溝の境界部付近に明らかな形状の相違が見られる。

【0016】

図 5 に、下記の諸元のインナーロータ 1 とアウターロータ 2 を組合わせたこの

発明のポンプのロータ間隙間の変化状況を示す。

インナーロータ 歯数：1 0 枚

ピッチ円形： ϕ 6 2 . 0 0 (単位mm、以下も同じ)

エピサイクロイド生成円形： ϕ 3 . 1 0

ハイポサイクロイド生成円形： ϕ 3 . 1 0

アウターロータ 歯数：1 1 枚

ロータ中心の偏心量：3 . 1 0

ロータ間最大隙間 : 0 . 1 2

【 0 0 1 7 】

また、図 6 に図 1 1 の方法で形成された従来歯形の下記諸元のポンプのロータ間隙間の変化状況を示す。

インナーロータ 歯数：1 0 枚

ピッチ円形： ϕ 6 2 . 0 0

エピサイクロイド生成円形： ϕ 3 . 1 0

ハイポサイクロイド生成円形： ϕ 3 . 1 0

アウターロータ 歯数：1 1 枚

ピッチ円形： ϕ 6 8 . 2 0 (単位mm、以下も同じ)

エピサイクロイド生成円形： ϕ 3 . 0 4

ハイポサイクロイド生成円形： ϕ 3 . 1 6

ロータ中心の偏心量：3 . 1 0

【 0 0 1 8 】

図 5 (a)、図 6 (a) は、隙間 0 の位置をインナーロータ 1 の歯先とアウターロータ 2 の歯溝間に設定する例を、また、図 5 (b)、図 6 (b) は、隙間 0 の位置をインナーロータ 1 の歯溝とアウターロータ 2 の歯先間に設定する例を各々示している。

【 0 0 1 9 】

従来歯形の場合、図 6 (a) におけるロータ間隙間は、 $0 \rightarrow 0 . 1 1 4 \rightarrow 0 . 1 1 8 \rightarrow 0 . 1 1 8 \rightarrow 0 . 1 2 0 \rightarrow 0 . 1 2 0$ (単位は全てmm、以下も同じ) の順に変化している。また、図 6 (b) における隙間は、 $0 \rightarrow 0 . 1 0 5 \rightarrow 0 .$

1 1 6 → 0 . 1 1 7 → 0 . 1 2 0 → 0 . 1 2 0 の順に変化しており、どちらにしても隙間が 0 から急に大きくなっている。

【 0 0 2 0 】

これに対し、発明品は、図 5 (a) の設定ではロータ間隙間が 0 → 0 . 0 4 5 → 0 . 0 7 5 → 0 . 0 9 9 → 0 . 1 1 5 → 0 . 1 2 0 の順に、また、図 5 (b) の設定では、0 → 0 . 0 2 9 → 0 . 0 6 0 → 0 . 0 8 8 → 0 . 1 0 8 → 0 . 1 1 8 の順にそれぞれ変化し、共に隙間の変化が緩やかである。

【 0 0 2 1 】

図 7 ～ 図 1 0 に、この発明のポンプと従来ポンプについて調査したロータ回転中のポンプケースの振動波形を示す。各図の (a) は本発明品、(b) は従来品の波形を表わしている。比較試験に利用したポンプは歯数 1 0 のインナーロータ 1 と歯数 1 1 のアウターロータ 2 を組合わせた図 5、図 6 のポンプである。

【 0 0 2 2 】

図 7 は、油温：4 0 ℃、吐出圧：0 . 3 M P a、回転数：3 0 0 0 r p m での測定結果、

図 8 は、油温：4 0 ℃、吐出圧：0 . 4 M P a、回転数：3 0 0 0 r p m での測定結果、

図 9 は、油温：1 0 0 ℃、吐出圧：0 . 3 M P a、回転数：3 0 0 0 r p m での測定結果、

図 1 0 は、油温：1 0 0 ℃、吐出圧：0 . 4 M P a、回転数：3 0 0 0 r p m での測定結果であり、いずれの条件でも本発明歯形を有するこの発明のポンプの方が振動は小さい。

【 0 0 2 3 】

振動が小さいほど騒音は小さく、また、振動が小さければポンプの寿命も延びる。

【 0 0 2 4 】

次に、上記の構成によれば、ロータ間隙間の急変がなくなってその隙間の急変に起因した騒音が抑制されるが、ロータ間隙間がゼロから歯先先端最大隙間になるまでの間に徐々に大きくなるため、非噛合部、中でもロータ間隙間が小さい箇

所でインナーロータとアウターロータの歯が回転中に衝突し、それが新たな騒音発生源となることが懸念される。

【0025】

そこで、非噛合部での歯の衝突（以下では当たりと言う）に起因した騒音の抑制策も併せて提供する。その抑制策は、インナーロータの歯形がサイクロイド形状でない場合にも有効である。

【0026】

以下に、非噛合部での歯の当たりの抑制策について、具体例を挙げて説明する。

【0027】

図12に、インナーロータ1の歯形を示す。この歯形は、歯先7が楕円曲線で、歯溝8が ϕA のピッチ円（基礎円）Pに内接して滑らずに転がる ϕB の生成円（内転円）r hによって創成されるハイポサイクロイド曲線で各々構成されている。なお、歯先7の楕円曲線は中心対象形状をなし、一端がピッチ円P上のC点で歯溝8の曲線の終端に、他端がピッチ円P上のD点で歯溝8の曲線の一端に各々連なっている。

【0028】

インナーロータ1の歯形として、図12の如き歯形を採用する場合には、図2、図3で述べたように、インナーロータの中心をアウターロータの中心回りに、直径 $(2e + t)$ の円を描いて公転させ、インナーロータ中心がその円を1周公転する間にインナーロータを $1/n$ 回自転させ、このようにして作られるインナーロータの歯形曲線群の包絡線をアウターロータの歯形となすと、ロータ間隙間がゼロからインナーロータ歯先とアウターロータ歯先で作る先端最大隙間になるまでの途中の非噛合部における隙間を先端最大隙間よりわずかながら広げることができる。

【0029】

そのために、隙間の急変による騒音が抑制され、かつ途中の隙間の非噛合部においては、ロータ間隙間が大きくなったことによってインナーロータとアウターロータの歯の当たりが抑制できる。しかし、アウターロータは、ポンプケースと

の間に摺動隙間があるので回転中に中心の振れが生じ易い。その振れが非噛合部におけるロータ間隙間よりも大きいと、ロータ同士の歯の当たりを抑制しきれない。

【0030】

この歯の当たりを更に回避するために、図13に示すように、歯先7のポンプ室（チャンバ）を閉じ込むのに必要な領域（E-F間の歯面7a、Eは刃先中心）と、噛み合いに必要な領域（G-D間の歯面7b）とを避けた領域（F-G間の歯面7c）を、実線で示す位置、即ち、一点鎖線で示す元の楕円曲線よりも内側に位置させる。なお、位置修正後の歯面7cは、元の楕円曲線よりも半径の大きなR面になっているが、図示のR面に限定されない。

【0031】

この歯面7cの位置の修正は、ロータの回転方向前方または回転方向後方の少なくともどちらか一方について行う。勿論、図14に示すように、回転方向前方、回転方向後方の双方について行ってもよい。

【0032】

ポンプ室の閉じ込めに必要な歯面7aの終端位置は（図12～図14のF点）、ポンプ室をどこで吸入ポートと吐出ポートから切り離すかによってその位置が変動する。ポンプ室は最大容積となった位置で吸入ポートと吐出ポートから切り離す場合と、容積が最大の位置から縮小し始めたところで吸入ポートと吐出ポートから切り離す場合とがあり、後者の場合には歯面7aの領域が前者の場合よりも狭くなる。

【0033】

このようにして歯面7aの位置修正を行ったインナーロータと組み合わせるアウターロータは、その歯形を以下のようにして設定する。

【0034】

即ち、上記の歯面位置修正を行う前にインナーロータ中心をアウターロータの中心回りに、直径（ $2e + t$ ）の円を描いて公転させ、インナーロータ中心がその円を1周公転する間にインナーロータを $1/n$ 回自転させ、このようにして作られるインナーロータの歯形曲線群の包絡線を先ず求めてインナーロータとの噛

合部の位置を決定する。その後、歯面 7 a の位置修正を行ったインナーロータを上記と同様、直径 $(2e + t)$ の円上で公転させながらその円を 1 周公転する間に $1/n$ 回自転させ、このときに作られるインナーロータの歯形曲線群の包絡線をアウターロータの最終的な歯形となす。

【0035】

図 15 に、インナーロータの歯形修正を行っていないポンプのロータ間隙間の変化状況を、図 16 にインナーロータの歯形修正を行ったポンプのロータ間隙間の変化状況をそれぞれ示す。

【0036】

この変化状況の測定に用いたインナーロータ、アウターロータの諸元を以下に示す。

インナーロータ 歯数：10 枚

歯先径： $\phi 68.20$

ピッチ円径： $\phi 62.00$

歯先楕円： 4.17655 (短径/2) $\times 4.91633$
(長径/2)

歯溝のハイポサイクロイド生成円形： $\phi 3.10$

修正歯面の R 半径： $R 5.3$

アウターロータ 歯数：11 枚

ロータ中心の偏心量： 3.10

ロータ間最大隙間： 0.12

【0037】

図 15 (a)、図 16 (a) は、隙間ゼロの位置をインナーロータの歯先とアウターロータの歯溝間に設定する例を、また、図 15 (b)、図 16 (b) は、隙間ゼロの位置をインナーロータの歯溝とアウターロータの歯先間に設定する例を各々示している。

【0038】

歯形を修正する前の図 15 (a) におけるロータ間隙間は、 $0 \rightarrow 0.013 \rightarrow 0.106 \rightarrow 0.148 \rightarrow 0.136 \rightarrow 0.122 \rightarrow 0.120$ の順に変化して

いる。また、図 15 (b) におけるロータ間隙間は、 $0 \rightarrow 0.052 \rightarrow 0.137 \rightarrow 0.144 \rightarrow 0.128 \rightarrow 0.120$ の順に変化している。

【0039】

これに対し、歯形修正品は、図 16 (a) におけるロータ間隙間が、 $0 \rightarrow 0.013 \rightarrow 0.114 \rightarrow 0.238 \rightarrow 0.210 \rightarrow 0.120 \rightarrow 0.120$ の順に変化し、また、図 16 (b) におけるロータ間隙間は、 $0 \rightarrow 0.050 \rightarrow 0.194 \rightarrow 0.239 \rightarrow 0.163 \rightarrow 0.121$ の順に変化している。これから分かるように、噛合部での隙間と歯先先端最大隙間部でのロータ間隙間には図 15 の隙間と比べてさほど大きな差はないが、それ以外の位置でのロータ間隙間は図 15 の場合よりも相当大きくなっており、隙間ゼロの位置からの噛合部での隙間の急増（それによる騒音の発生）を防止して非噛合部での歯の当たり（それによる騒音の発生）も抑制することができる。

【0040】

なお、この実施例ではインナーロータの歯先を楕円形状としたが、この形状に限られず、サイクロイド曲線、トロコイド曲線、スプライン曲線等、なめらかな曲線形状であればよい。

【0041】

【発明の効果】

以上述べたように、この発明の内接歯車式ポンプは、歯先がエピサイクロイド形状、歯溝がハイポサイクロイド形状のインナーロータと、インナーロータ中心をアウターロータの中心周りに公転させながらインナーロータを 1 公転あたりに $1/n$ 回自転させ、こうして得られるインナーロータ歯形曲線群の包絡線でアウターロータの歯形を形成し、この歯形を有するアウターロータを組み合わせたので、アウターロータとインナーロータ間の隙間が 0 から徐々に大きくなり、そのためにロータの回転が滑らかになり、振動が抑えられて作動時の騒音が従来品に比べて小さくなる。

【0042】

また、発生する振動が小さくなるため、ポンプの寿命も向上する。

【0043】

また、インナーロータの歯形の一部に修正を加えたものは、非噛合部での歯の当りも抑制され、騒音がより小さくなる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

この発明のポンプの実施形態をカバーを外した状態にして示す図

【図 2】

インナーロータを自転させながら公転させたときの歯形変位を示す図

【図 3】

インナーロータ歯形曲線群の包絡線で形成されるアウターロータの歯形を示す図

【図 4】

この発明におけるアウターロータの歯形と従来歯形の違いを示す歯底拡大図

【図 5】

(a) 本発明歯形品のロータ間隙間の変化状態を示す図

(b) 本発明歯形品のロータ間隙間の変化状態を示す図

【図 6】

(a) 従来技術歯形品のロータ間隙間の変化状態を示す図

(b) 従来技術歯形品のロータ間隙間の変化状態を示す図

【図 7】

本発明歯形品と従来技術歯形品のロータ回転中のポンプケースの振動波形（（a）は本発明歯形品、（b）は従来技術歯形品）の比較図

【図 8】

本発明歯形品と従来技術歯形品のロータ回転中のポンプケースの振動波形（（a）は本発明歯形品、（b）は従来技術歯形品）の比較図

【図 9】

本発明歯形品と従来技術歯形品のロータ回転中のポンプケースの振動波形（（a）は本発明歯形品、（b）は従来技術歯形品）の比較図

【図 10】

本発明歯形品と従来技術歯形品のロータ回転中のポンプケースの振動波形（（a）は本発明歯形品、（b）は従来技術歯形品）の比較図

【図 1 1】

従来品の歯形形成法を示す図

【図 1 2】

楕円曲線の歯先を有する歯面修正前のインナーロータ歯形を示す図

【図 1 3】

楕円曲線の歯先を有する歯面修正後のインナーロータ歯形を示す図

【図 1 4】

ロータ回転方向前後の両方で歯面修正を行ったインナーロータ歯形を示す図

【図 1 5】

(a) 歯面修正前のロータ間隙間の変化状態を示す図

(b) 歯面修正前のロータ間隙間の変化状態を示す図

【図 1 6】

(a) 歯面修正後のロータ間隙間の変化状態を示す図

(b) 歯面修正後のロータ間隙間の変化状態を示す図

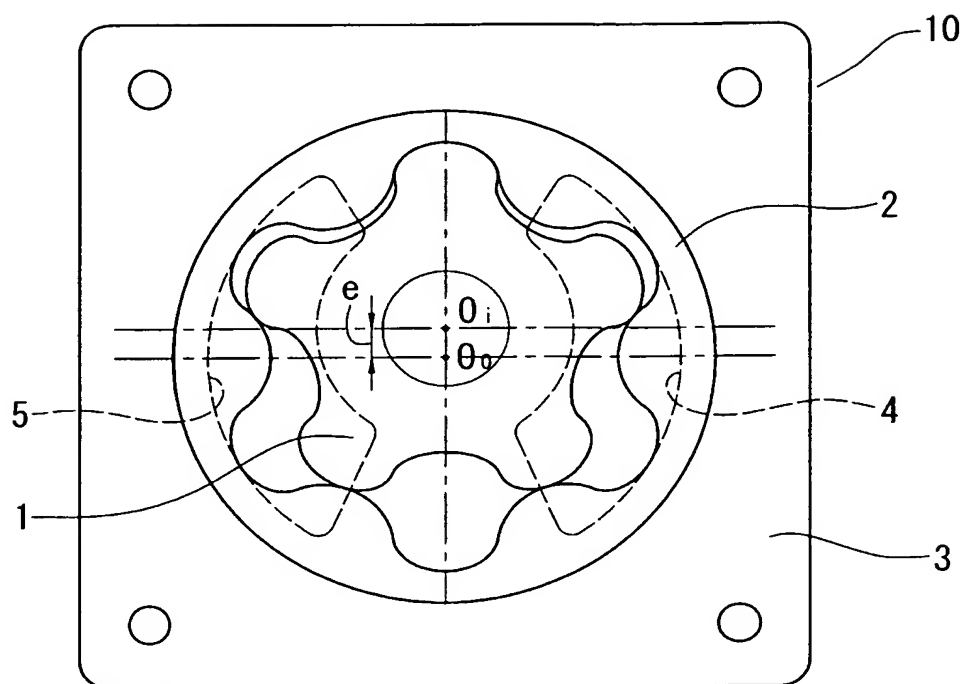
【符号の説明】

- 1 インナーロータ
- 2 アウターロータ
- 3 ポンプケース
- 4 吸入口
- 5 吐出口
- 6 包絡線
- 7 インナーロータ歯先
- 7 a ポンプ室の閉じ込めに必要な領域の歯面
- 7 b 噛み合いに必要な領域の歯面
- 7 c 位置修正後の歯面
- 8 インナーロータ歯溝
- O i インナーロータ中心
- O o アウターロータ中心
- e ロータ中心の偏心量

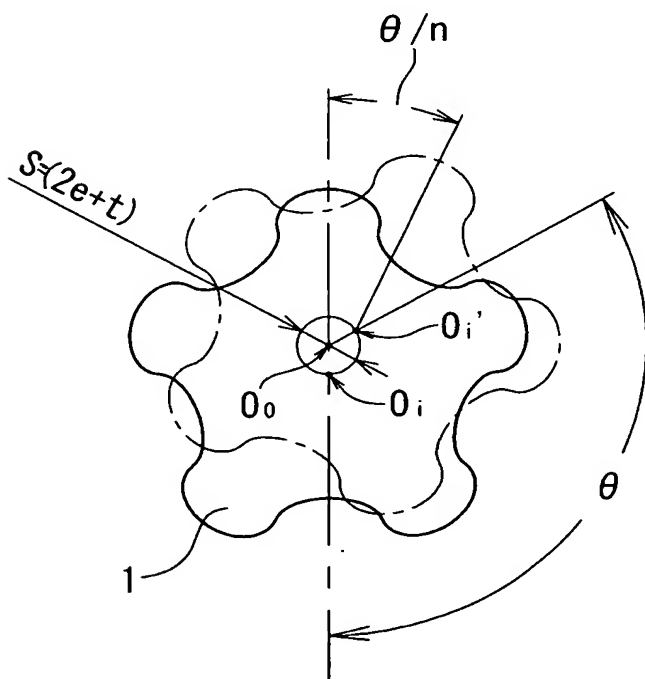
S インナーロータ中心の公転円

【書類名】 図面

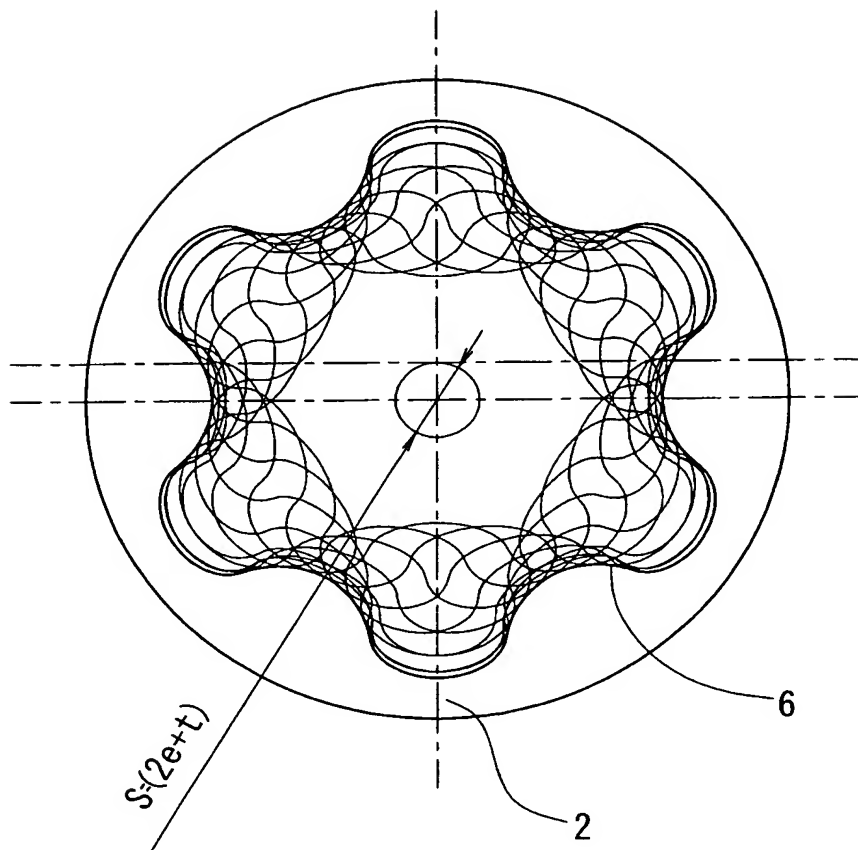
【図 1】



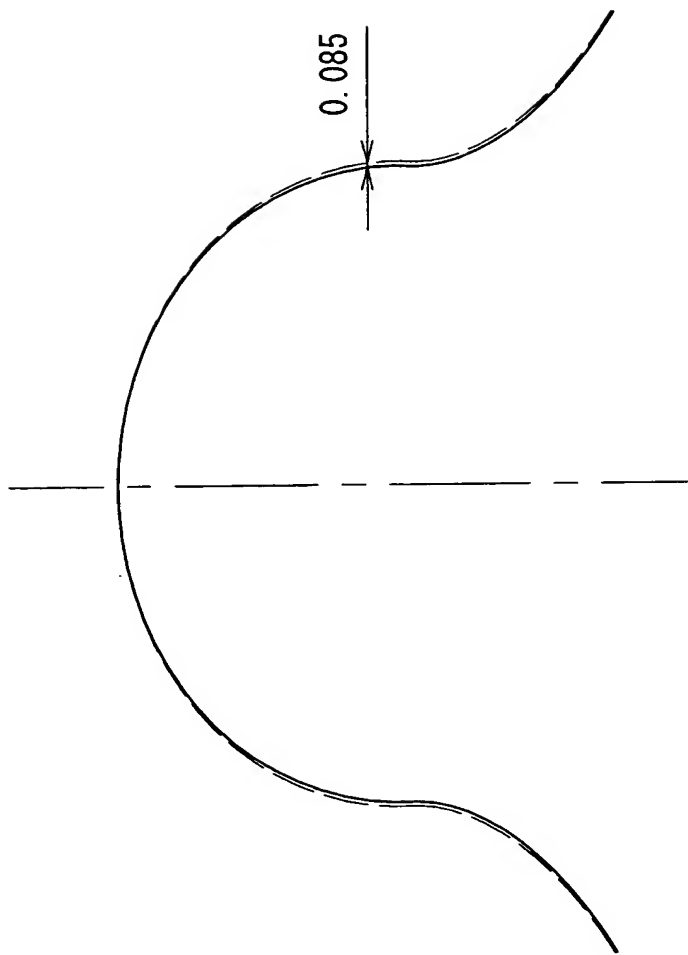
【図 2】



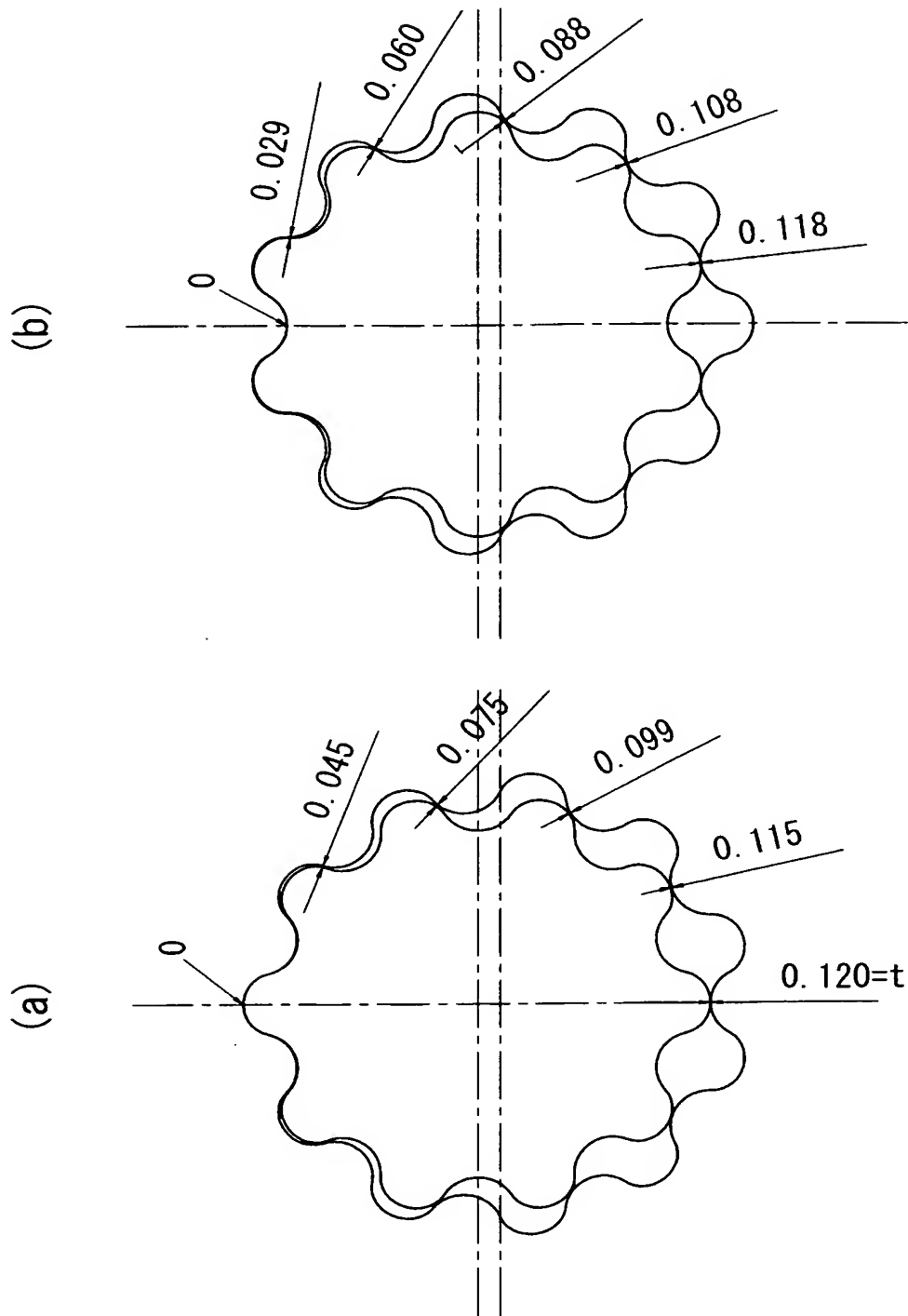
【図 3】



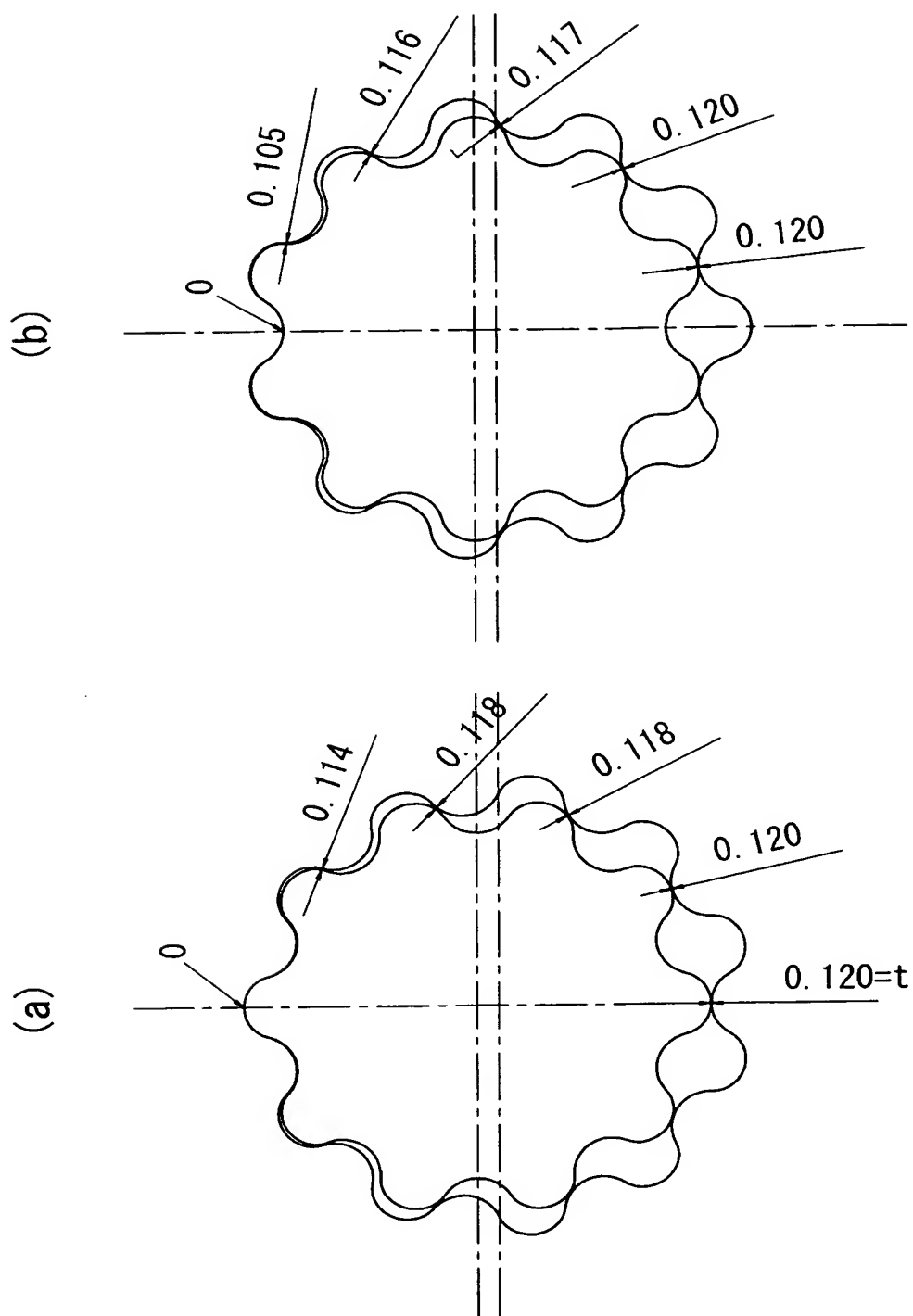
【図 4】



【図 5】



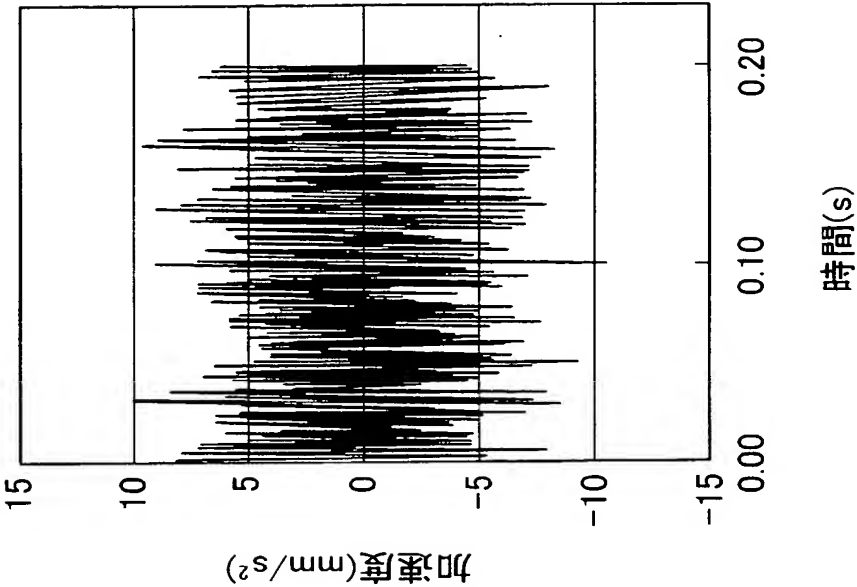
【図 6】



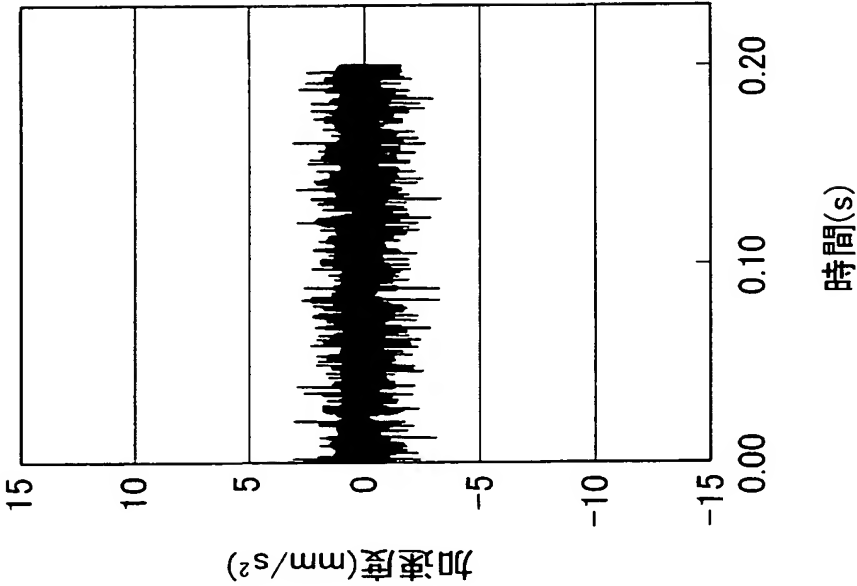
【図 7】

油温: 40°C
吐出圧: 0.3MPa
回転数: 3000rpm

(b)



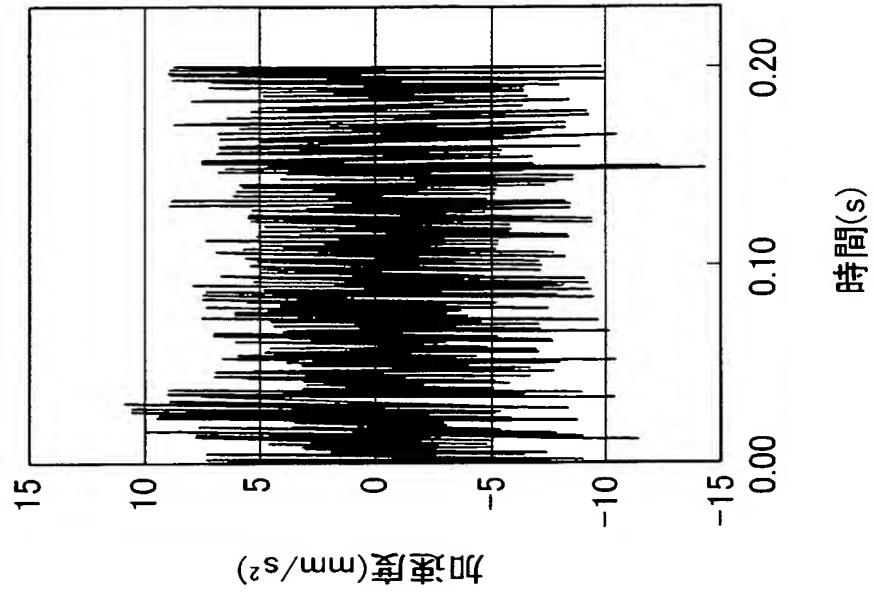
(a)



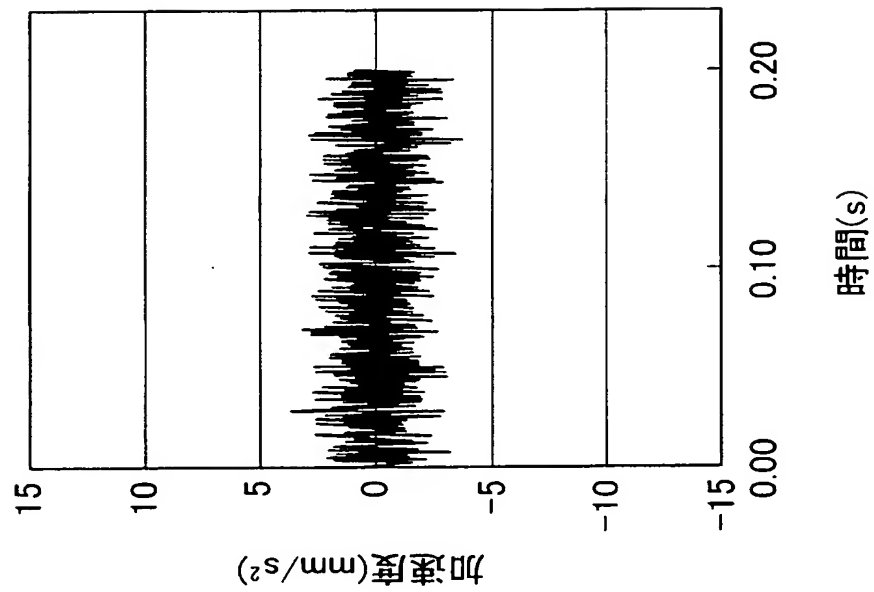
【図 8】

油温: 40°C
吐出圧: 0.4MPa
回転数: 3000rpm

(b)



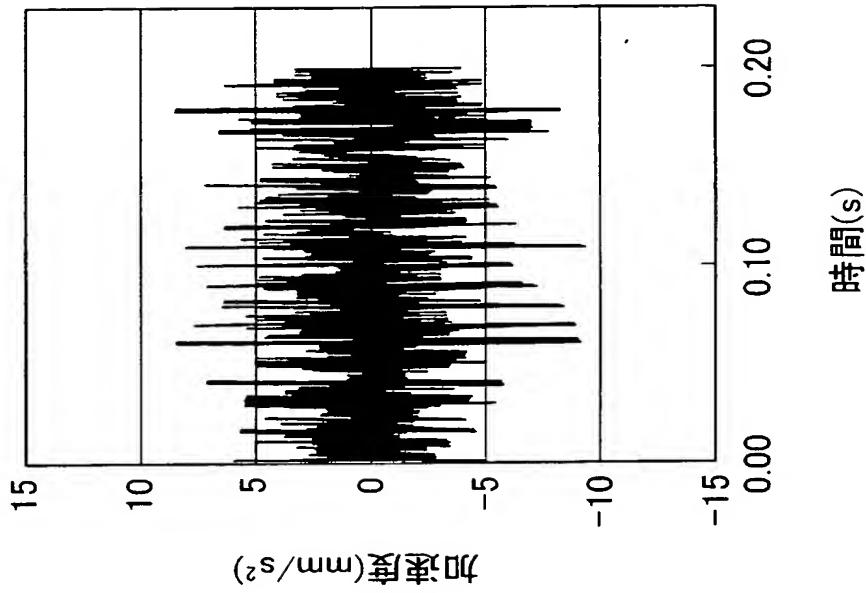
(a)



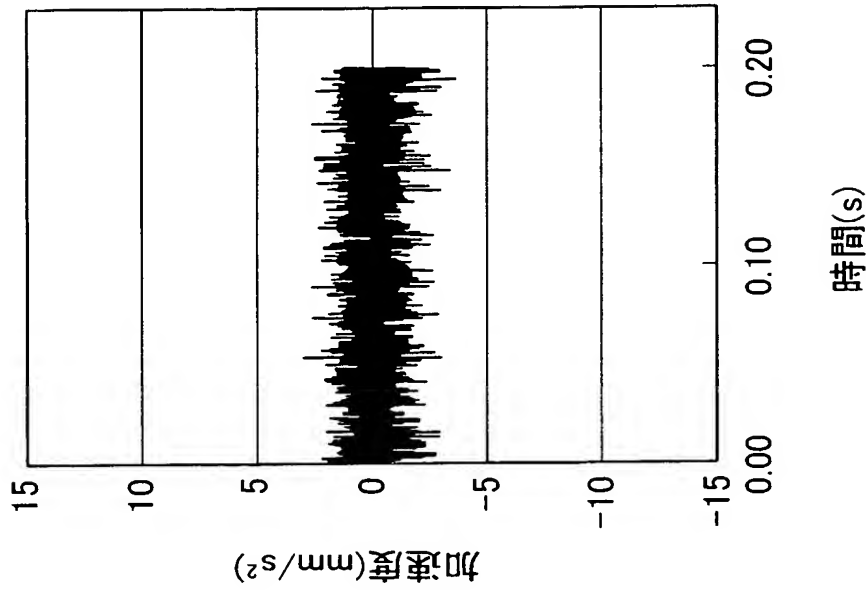
【図 9】

油温: 100°C
吐出圧: 0.3MPa
回転数: 3000rpm

(b)



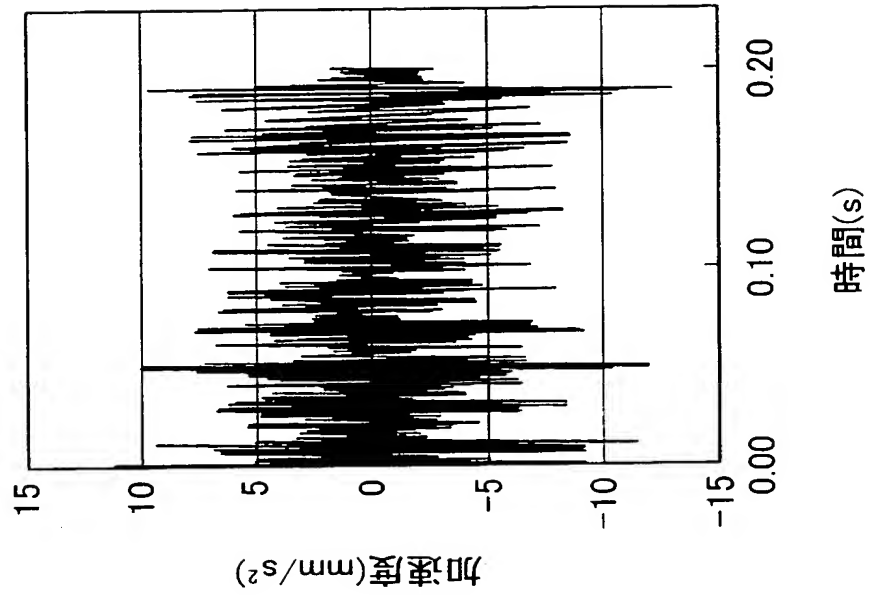
(a)



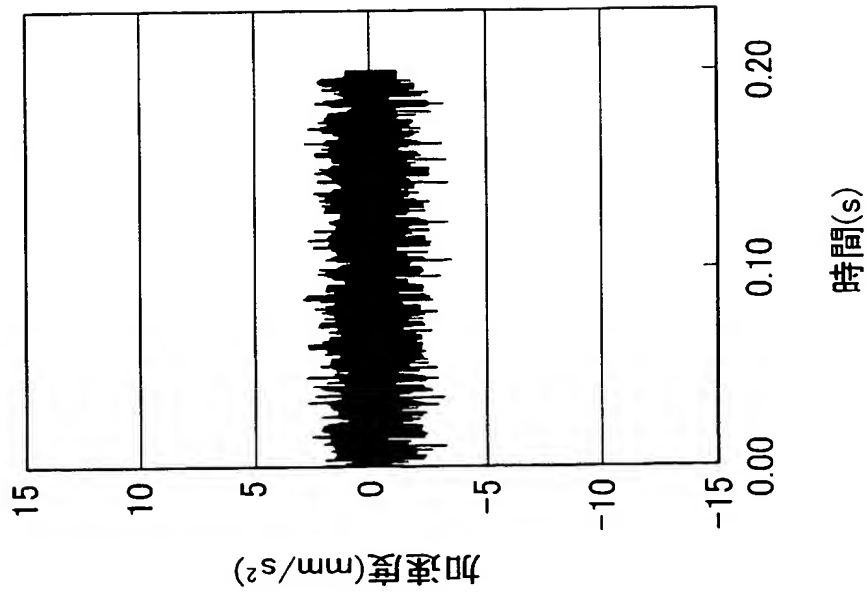
【図 10】

油温: 100°C
吐出圧: 0.4MPa
回転数: 3000rpm

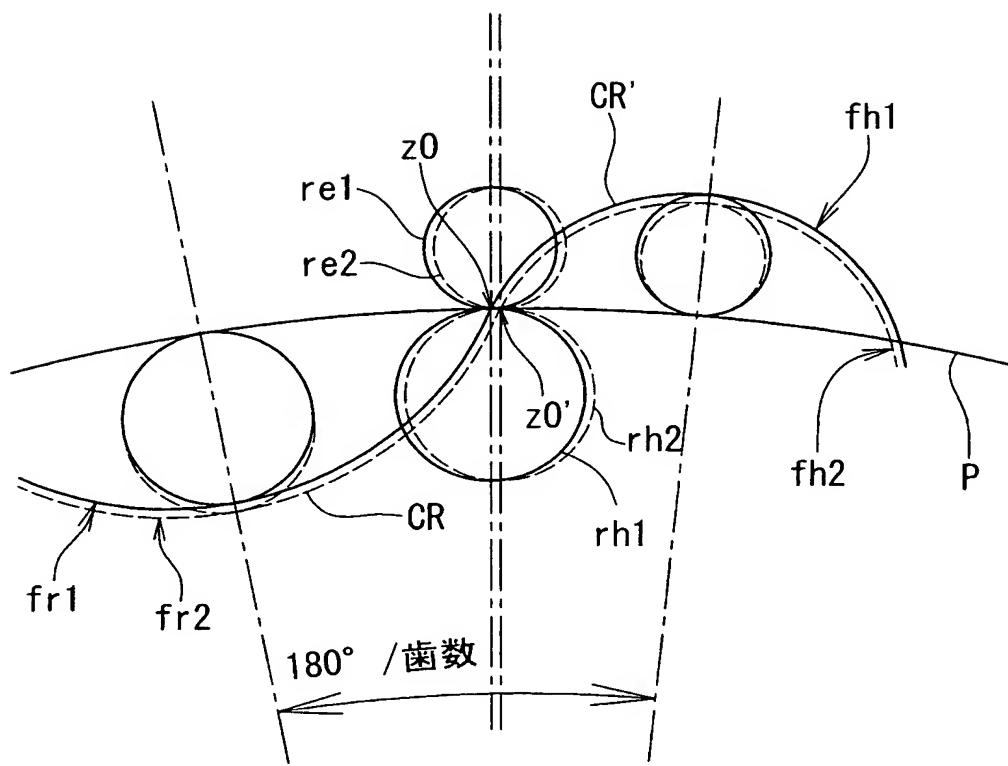
(b)



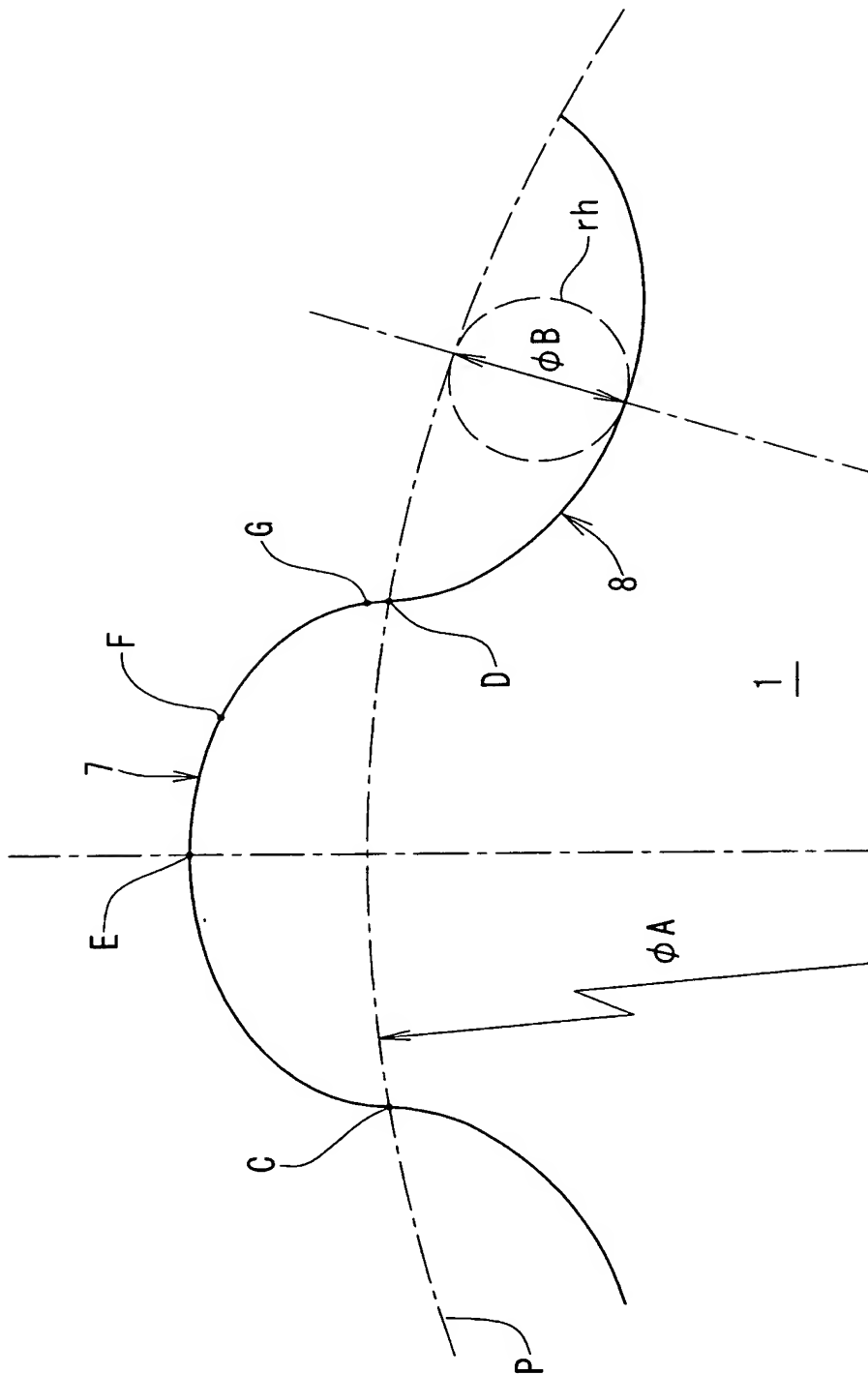
(a)



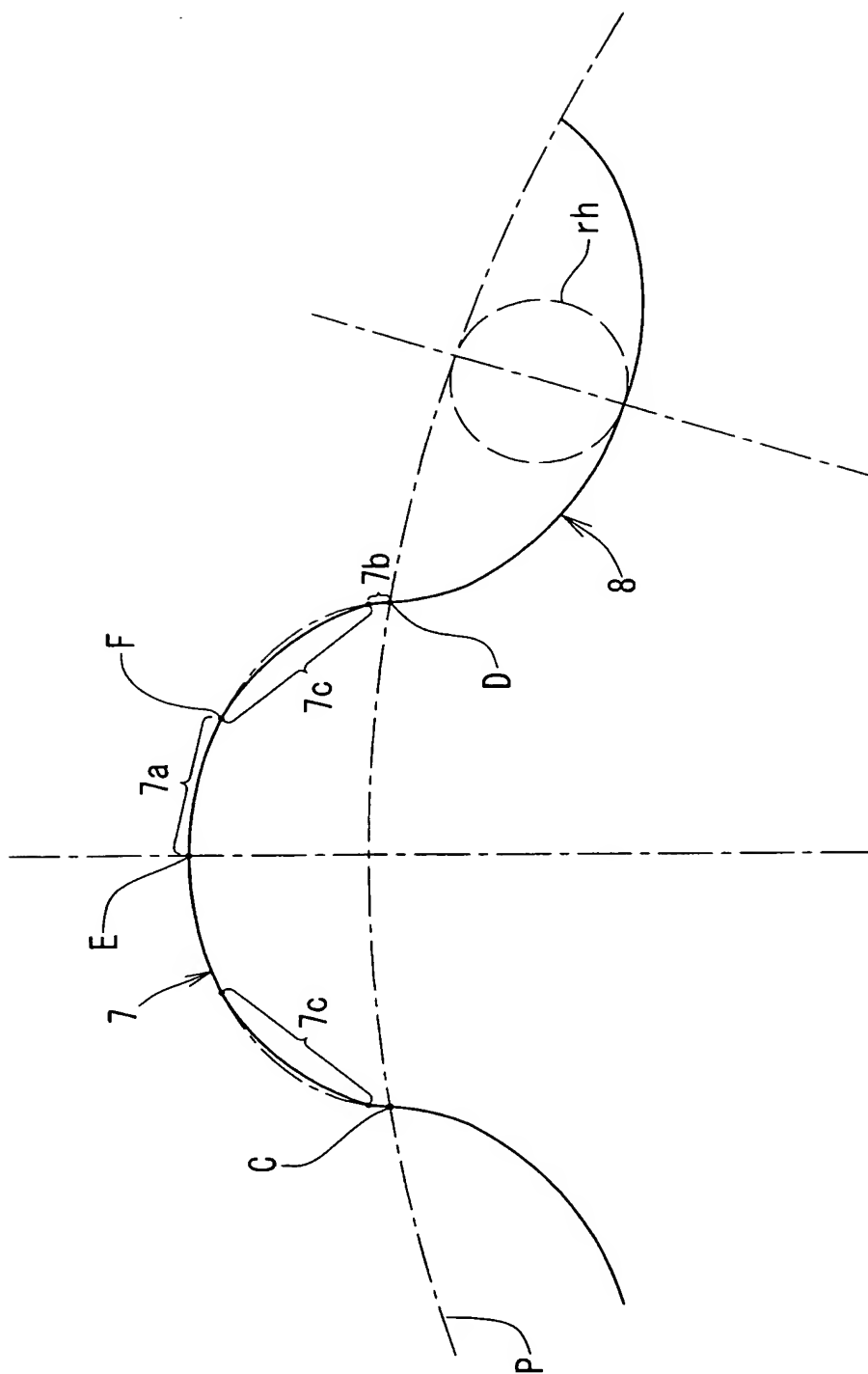
【図 11】



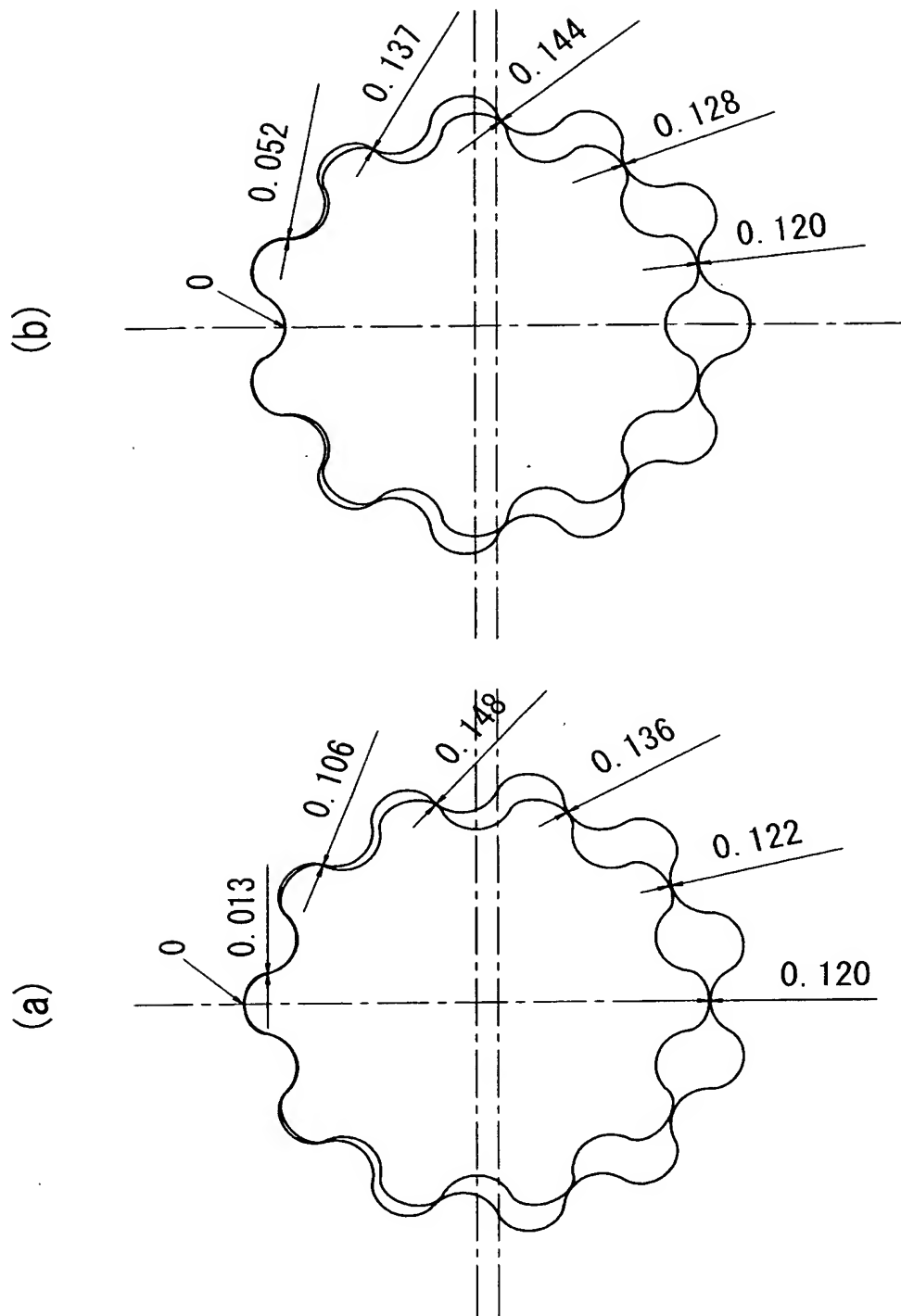
【図 12】



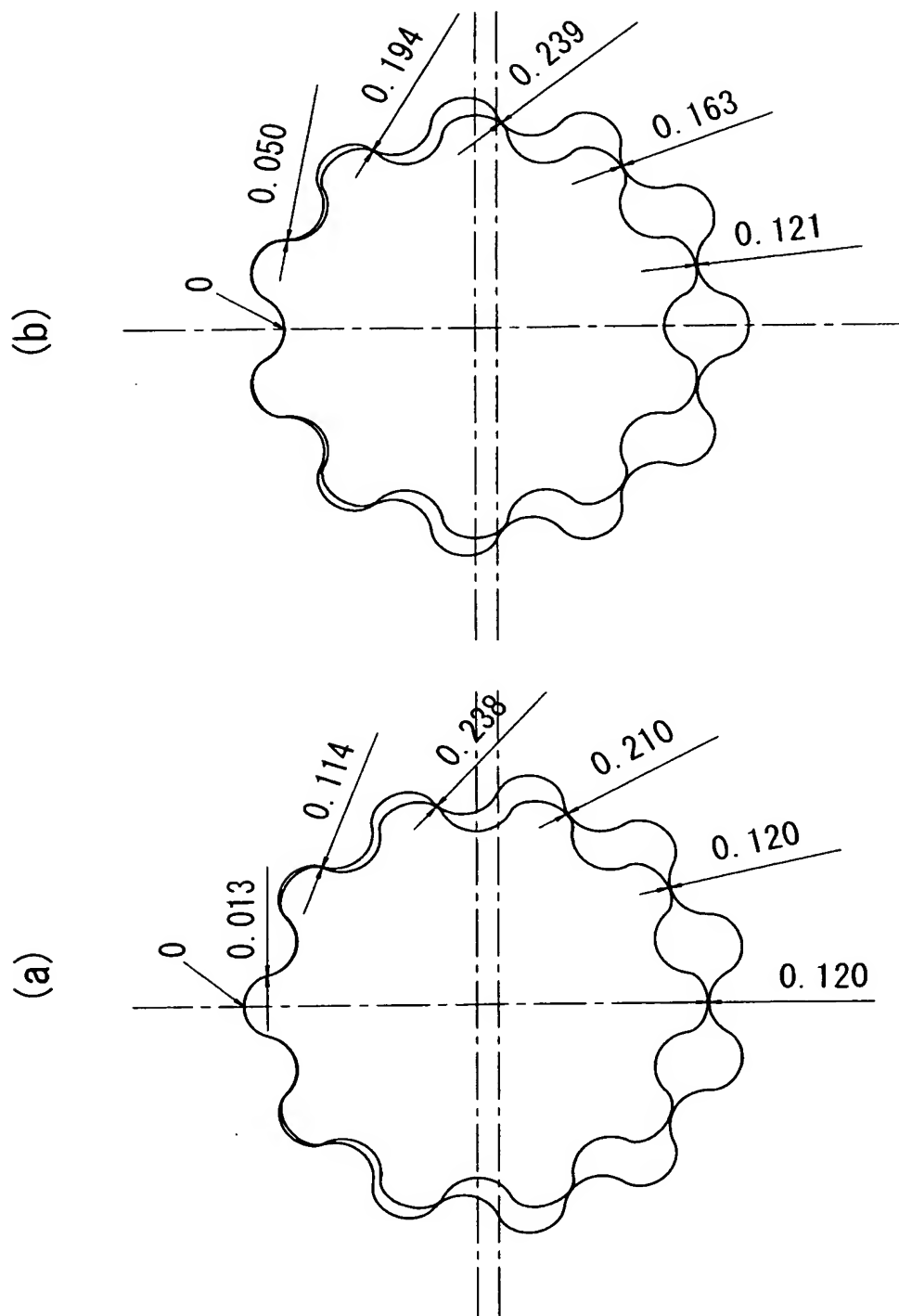
【図 14】



【図 15】



【図 16】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 歯先をエピサイクロイド形状、歯溝をハイポサイクロイド形状にしたインナーロータを備える内接歯車式ポンプの騒音を低減する。

【解決手段】 歯先をエピサイクロイド形状、歯溝をハイポサイクロイド形状にしたインナーロータ 1 の中心 O_i をアウターロータの中心 O_o 周りに、直径 $(2e + t)$ の円 S を描いて公転させ、中心 O_i がその円 S を 1 周公転する間にインナーロータ 1 を $1/n$ 回自転させ、こうして作られるインナーロータ歯形曲線群の包絡線をアウターロータの歯形となした。

ここに、 e ：インナーロータの中心とアウターロータの中心の偏心量

t ：アウターロータとそれに押し付けたインナーロータ間の最大隙間

n ：インナーロータの歯数

【選択図】 図 2

【書類名】 出願人名義変更届（一般承継）
【提出日】 平成15年11月 5日
【あて先】 特許庁長官 殿
【事件の表示】
 【出願番号】 特願2003-129339
【承継人】
 【識別番号】 593016411
 【氏名又は名称】 住友電工焼結合金株式会社
【承継人代理人】
 【識別番号】 100074206
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 鎌田 文二
 【電話番号】 06-6631-0021
【選任した代理人】
 【識別番号】 100084858
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 東尾 正博
【選任した代理人】
 【識別番号】 100087538
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 鳥居 和久
【提出物件の目録】
 【物件名】 登記簿謄本 1
 【援用の表示】 平成9年特許願第2 1 3 1 2 1号に係る出願人名義変更届
 【物件名】 会社分割承継証明書 1
 【援用の表示】 平成9年特許願第2 1 3 1 2 1号に係る出願人名義変更届
 【包括委任状番号】 0312608

特願 2 0 0 3 - 1 2 9 3 3 9

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 2 1 3 0]

1. 変更年月日	1 9 9 0 年 8 月 2 9 日
[変更理由]	新規登録
住 所	大阪府大阪市中央区北浜四丁目 5 番 3 3 号
氏 名	住友電気工業株式会社

特願 2 0 0 3 - 1 2 9 3 3 9

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [5 9 3 0 1 6 4 1 1]

1. 変更年月日 1 9 9 2 年 1 2 月 2 2 日
[変更理由] 新規登録
住 所 岡山県川上郡成羽町成羽 2 9 0 1 番地
氏 名 住友電工焼結合金株式会社
2. 変更年月日 2 0 0 3 年 7 月 1 6 日
[変更理由] 住所変更
住 所 岡山県川上郡成羽町大字成羽 2 9 0 1 番地
氏 名 住友電工焼結合金株式会社